

**Канарейкин Александр Иванович**

**ТЕПЛООБМЕН ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ВНУТРИ  
ТРУБ ТЕПЛООБМЕННИКА С ВЫТЯЖНОЙ ШАХТОЙ ПРИ  
ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ**

Специальность: 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Екатеринбург – 2011

Работа выполнена на кафедре общей физики физико-математического факультета ГОУ ВПО «Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского»

<b>Научный руководитель:</b>	заслуженный деятель науки и техники РФ, лауреат Государственной премии РФ, доктор технических наук, профессор Мильман Олег Ошеревич
<b>Официальные оппоненты:</b>	доктор технических наук, профессор Белоусов Виктор Семёнович, зав. каф. ТТ УрФУ  доктор технических наук, профессор Прибатурин Николай Алексеевич, гл. начн. сотр, ИТ СО РАН
<b>Ведущая организация:</b>	ОАО «Калужский турбинный завод», г. Калуга

Защита состоится «14» октября 2011 г. в 14 час. 00 мин. на заседании специализированного совета Д 212.285.07 при ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина» по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Софьи Ковалевской, 5 (8-й учебный корпус УГТУ-УПИ), ауд. Т-703.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УрФУ.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 620002, г. Екатеринбург, К-2, ул. Мира, 19, ФГАОУ ВПО УрФУ, ученому секретарю. Телефон (343) 375-45-74, факс (343) 375-94-62, e-mail: [d21228507@gmail.com](mailto:d21228507@gmail.com).

Автореферат разослан «\_\_\_» 2011 г.

Ученый секретарь диссертационного совета  
Д 212.285.07, д.т.н.

К.Э. Аронсон

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

**Актуальность темы.** Процессы переноса тепла и массы играют исключительно важную роль в природе и современной технике. Среди них заметное место занимает естественная конвекция и естественная циркуляция, возникающие в поле массовых сил. В связи с экономией ресурсов появляются промышленные процессы, основанные непосредственно на механизме естественной циркуляции. Таким образом, совершенствование теплообменных аппаратов на принципе естественной конвекции и естественной циркуляции, повышение их эффективности является актуальной задачей. Однако выполненный к настоящему времени объем экспериментальных и теоретических работ по данному разделу теплофизики оказывается явно недостаточным. Хорошо обоснованная теория разработана для режима свободной конвекции в пограничных слоях. С развитием методов исследования и вычислительной техники стало возможным получение численных решений в широкой области определяющих параметров. Вместе с тем большинство работ по данному вопросу является в той или иной степени обобщением экспериментальных исследований. Но даже при этих условиях многие проблемы, имеющие практический интерес, остаются не решёнными, что подтверждает необходимость дополнительных работ в этом направлении.

**Целью работы является** экспериментальное исследование теплообмена и гидродинамики при ламинарном течении при естественной циркуляции жидкости внутри горизонтальных и наклонных труб теплообменника с вытяжной шахтой.

### **Задачи исследования**

1. Анализ литературных данных по теплообмену при естественной конвекции и естественной циркуляции.
2. Создание опытной установки и разработка методики проведения экспериментов при исследовании теплообмена в трубе теплообменника с вытяжной шахтой с переменным углом наклона к горизонту.

3. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции внутри горизонтальных и наклонных труб теплообменника с вытяжной шахтой с обработкой опытных данных и получение обобщенных безразмерных зависимостей для описания процесса теплообмена при естественной циркуляции.
4. Расчётно-теоретическое обоснование полученных результатов.

**Достоверность и обоснованность результатов** подтверждается применением в процессе вывода расчетных зависимостей фундаментальных физических и математических понятий и методов, корректными измерениями с использованием точных приборов, практическим подтверждением результатов исследований. Основные положения расчётной - теоретической части диссертации проверены экспериментально.

**Научная новизна работы** заключается в следующем:

1. На основе проведенных экспериментальных исследований разработана методика расчета теплообмена и гидродинамики для практических задач естественно-циркуляционного теплообмена внутри обогреваемых труб.
2. Получены безразмерные зависимости для расчёта теплоотдачи и расхода жидкости внутри труб теплообменника с вытяжной шахтой.
3. Выявлено изменение как температуры, так и коэффициента теплоотдачи по сечению теплообменной трубы.

**Практическая ценность работы** заключается в том, что:

1. На основе проведенных экспериментальных исследований разработана методика расчета теплообмена и гидродинамики для практических задач естественно-циркуляционного теплообмена внутри обогреваемых труб.
2. Полученные результаты использованы при конструировании теплообменных аппаратов, основанных на эффекте естественной циркуляции, на предприятии ОАО «Калужский турбинный завод».

### **Вопросы, выносимые на защиту**

1. Результаты экспериментальных исследований теплообмена при естественной циркуляции внутри горизонтальных труб теплообменника с вытяжной шахтой.
2. Физическая модель, описывающая процесс теплообмена при естественной циркуляции внутри горизонтальных и наклонных труб теплообменника с вытяжной шахтой.
3. Методика расчета коэффициентов теплоотдачи и расхода жидкости.

**Личный вклад автора** заключается в том, что им на основе опубликованных данных поставлены задачи исследования, разработаны основные методики проведения экспериментов, создана и отлажена экспериментальная установка, проведены опыты, обработаны и проанализированы полученные данные, построены физическая и математическая модели, описывающие процесс теплообмена при естественной циркуляции внутри горизонтальных труб теплообменника с вытяжной шахтой.

**Апробация работы.** Результаты работы докладывались и обсуждались на семинарах кафедры общей физики КГУ им. К.Э. Циолковского, конференциях аспирантов КГУ, XVI Школе – семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева, а также на международной научной конференции «Современные проблемы математики, механики, информатики» ТулГУ.

**Публикации.** Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 9 различных изданиях, из них 1 относится к изданиям, рекомендуемым ВАК для опубликования результатов кандидатских диссертаций.

**Структура и объем работы.** Структура диссертации подчинена замыслу исследования и состоит из введения, четырех глав, заключения, шести приложений, списка литературы, включающего 75 наименований. Диссертация изложена на 114 страницах машинописного текста и содержит 25 рисунков и 4 таблицы.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цели и задачи исследования, отражены научная новизна и практическая ценность полученных результатов, приведены основные защищаемые положения.

**В первой главе** дан аналитический обзор литературных источников, посвященных исследованию процессу теплообмена при естественной конвекции и естественной циркуляции. Уделено также внимание теплообмену при естественной конвекции в замкнутых и незамкнутых трубах и каналах. На основе анализа опубликованных работ сделан вывод о недостаточности данных по данному вопросу и необходимости дополнительных практических и теоретических исследований.

**Во второй главе** решена задача распределения температуры и функциональной зависимости числа  $Nu$  по сечению внутри горизонтальной теплообменной трубы.

В работе рассмотрен случай отсутствия осевой симметрии поля, а также учтено изменение теплового потока вдоль оси трубы, обусловленного подводом теплоты.

При решении были приняты следующие допущения: процессы течения и теплообмена стационарны, физические свойства жидкости постоянны. Уравнение энергии для данного случая в цилиндрической системе координат имеет вид:

$$\omega_x \frac{\partial t}{\partial x} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} \right) \quad (1)$$

При нахождении решения учитывались граничное условие второго рода:

$$\left( \frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=r_0} = \frac{qr_0}{\lambda} \quad (2)$$

и начальное условие:

$$\bar{t}|_{x=0} = t_0 \quad (3)$$

где  $r_0$  - радиус трубы, м;

$t_0$  - температура воды на входе,  $^{\circ}\text{C}$ .

Решение находилось в виде суммы:

$$t = t(x) + t(r, \varphi) \quad (4)$$

При решении уравнение было приведено к безразмерному виду при введении безразмерной температуры:

$$\theta = \frac{t - t_0}{\frac{2qr_0}{\lambda}}, \quad (5)$$

Так же учитывался профиль скорости, полученный при визуализации процесса естественной циркуляции.



Рис.1. Профиль скорости.

Сам профиль скорости при разложении в ряд имеет вид

$$W_x = 2(1 - R^2) + (R - 1)\cos(\varphi), \quad (6)$$

где  $R = \frac{r}{r_0}$  - безразмерный радиус;

$$W_x = \frac{\omega_x}{\varpi} \quad \text{- безразмерная скорость;}$$

$\varpi$  - средняя скорость жидкости, м/с.

В результате решения получено уравнение для температурного поля, справедливое во всей области течения:

$$\theta = 0,5R^2 - 0,125R^4 - 0,075 + (0,125R^3 - 0,33R^2 + 0,3)\cos\varphi + \frac{ax}{\varpi r_0^2} \quad (7)$$

где  $a$  - коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Местное значение числа Нуссельта было определено по формуле:

$$Nu = \frac{1}{\theta_{cm} - \bar{\theta}} \quad (8)$$

где  $\theta_{ct} = (\theta)_{R=1}$  – температура стенки;

$\bar{\theta} = \frac{ax}{\varpi r_0^2}$  -среднемассовая температура жидкости в сечении трубы.

В результате решения получена функциональная зависимость числа  $Nu$  по сечению:

$$Nu = \frac{1}{0,3 - 0,2 \cos \varphi}. \quad (9)$$

**В третьей главе** даётся описание экспериментальной установки и методики проведения опытов.

Исследования были проведены на установке, схема которой представлена на рис. 2. К верхней части металлического бака цилиндрической формы (поз.5) диаметром 0,2 метра и длиной 2,1 метра посредством небольшого поворотного устройства (поз. 17), обеспечивающего изменение угла наклона от 0 до 90 градусов, присоединяется съемная теплообменная труба (поз.1), другой конец которой присоединен гибким шлангом (поз.6) к нижней части бака. Вся установка заполняется водой. Теплообменные трубы из нержавеющей стали 12X18Н10Т внутренним диаметром 15, 18, 22 мм и толщиной стенки 2 мм имеют длину от 0,6 до 1,2 метра. По длине труб были сделаны кольцевые пазы глубиной 1 мм, куда были запаяны четыре предварительно оттарированные хромель-копелевые термопары (поз.13). Трубка с термопарами для более равномерного распределения тепла по поверхности обматывалась алюминиевой фольгой, затем электроизолирующей лентой. После этого на ленту наматывалась нихромовая электрическая спираль (поз.3), покрытая снаружи слоем асбестовой теплоизоляции (поз.4). На входе и выходе теплообменной трубы установлены термопары, заключённые в гильзах, для измерения температуры нагреваемой воды (поз.9). Термопары соединены с измерителем



температуры (поз. 11). К теплообменной трубе присоединена вытяжная шахта (поз.2). От источника питания (поз.8) напряжение подавалось на электрическую спираль, с помощью электроизмерительных приборов (поз.7) можно определять подводимую мощность. В баке был организован подвод воды (поз. 15), а также её слив (поз. 10 и 14). С помощью угломера (поз. 16) теплообменная труба выставлялась горизонтально. Температура окружающей среды измерялась лабораторным термометром (поз. 12).

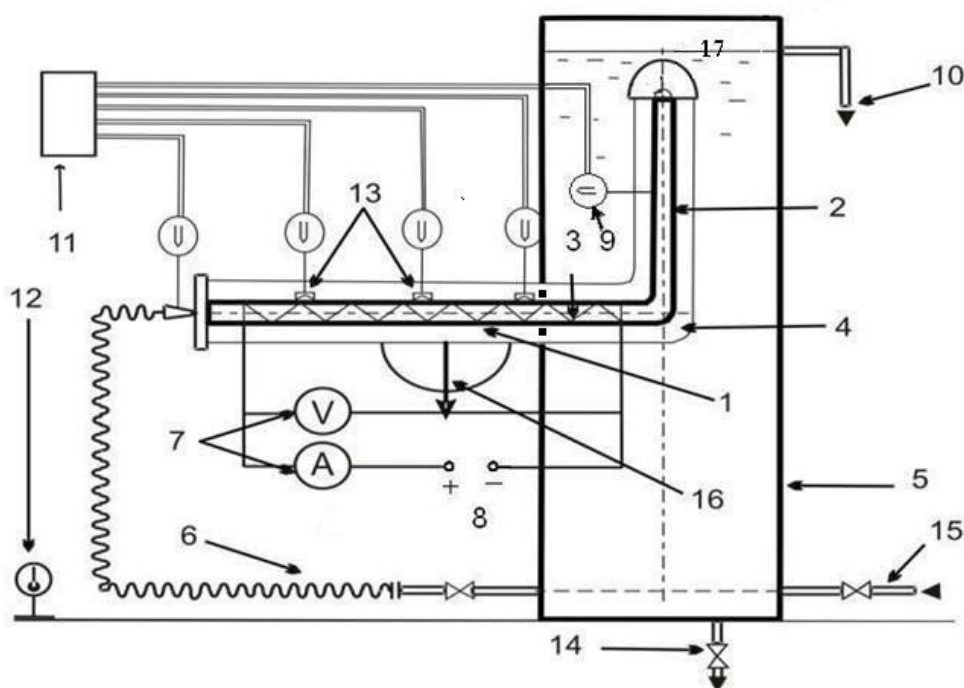


Рис. 2. Схема экспериментальной установки. 1 — теплообменная трубка, 2 — трубка вытяжной шахты, 3 - нихромовая спираль, 4 - термо и электро изоляция, 5 -цилиндрический бак, 6 - гибкий шланг, 7 - электроизмерительные приборы, 8 -источник напряжения, 9 – термопара на выходе, 10, 14 - слив воды, 11 - многоканальный измеритель температуры, 12 - лабораторные термометры, 13 — термопары, 15 - вода на заполнение бака, 16 – угломер, 17- поворотный механизм.

Для определения тепловых потерь через теплоизоляцию в ходе отдельного опыта на входе теплообменной трубы и выходе вытяжной шахты ставились заглушки, исключающие отвод тепла естественной циркуляцией: весь подаваемый тепловой поток в этом случае отводится в окружающую среду. По

полученным данным строился график (рис. 3) зависимости тепловых потерь от разности средней по длине температуры стенки и температуры окружающего воздуха  $Q_{nom} = f(\overline{t_{cm}} - t_{воз})$ .

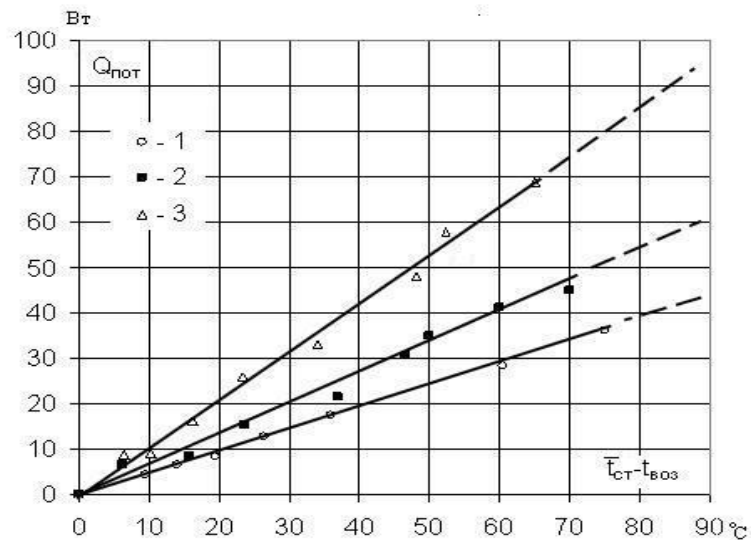


Рис. 3. Зависимость тепловых потерь от разности средней температуры стенки и температуры окружающего воздуха. 1 – длина трубы 0,6 м; 2 – длина трубы 0,9 м; 3 – длина трубы 1,2 м.

Полезный тепловой поток при этом определялся по формуле

$$Q = Q_{общ} - Q_{nom}, \text{ Вт}; \quad (10)$$

где  $Q_{общ}$  – общий подводимый поток, Вт;

$Q_{nom}$  – потерянное тепло, Вт.

По результатам измерений рассчитывался тепловой поток, отведенный охлаждающей водой от обогреваемой трубы.

Для верификации результатов расчёта распределения температур внутри трубы теплообменника труба с установленными внутри термодарами поворачивалась вокруг оси на определённые углы. На рис. 4 приведена схема расположения термодаров по сечению внутри трубы теплообменника в опыте по исследованию локального коэффициента теплоотдачи относительно оси вращения трубы теплообменника.

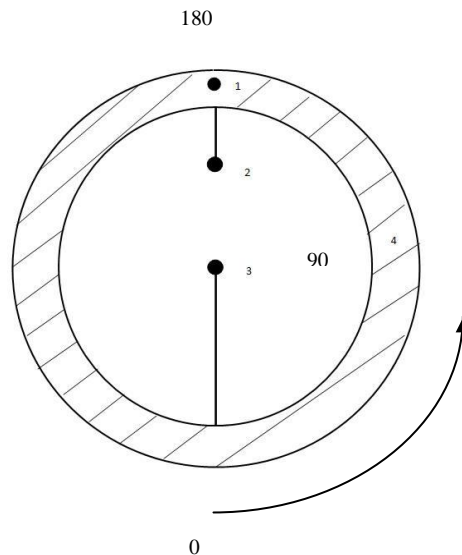


Рис.4. Расположение термопар по сечению теплообменника. 1, 2, 3 - термопары, 4- труба теплообменника.

**В четвертой главе** приводится методика обработки опытных данных.

На графике (рис.5) представлено экспериментально определённое распределение температуры воды в сечении трубы теплообменника и температуры стенки теплообменника в зависимости от угла поворота.

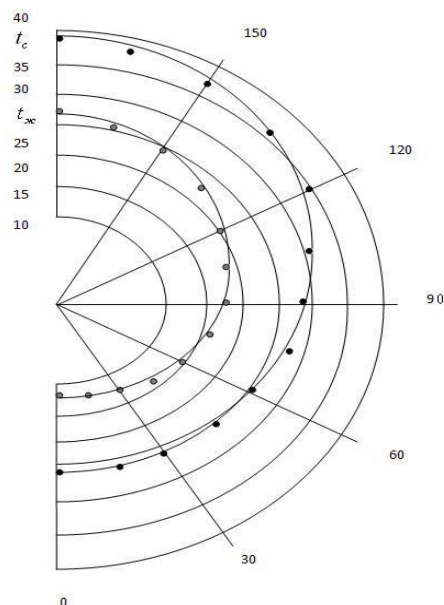


Рис.5. Распределение температуры воды в сечении теплообменника и температуры стенки теплообменника в зависимости от угла поворота.

Результат расчёта зависимости числа  $Nu$  от угла поворота трубы теплообменника вокруг своей оси сопоставлены с экспериментальными

данными (рис. 6) при  $d=0,015$  м и значении  $Re=500$ . За ноль угла принимается нижняя образующая трубы.

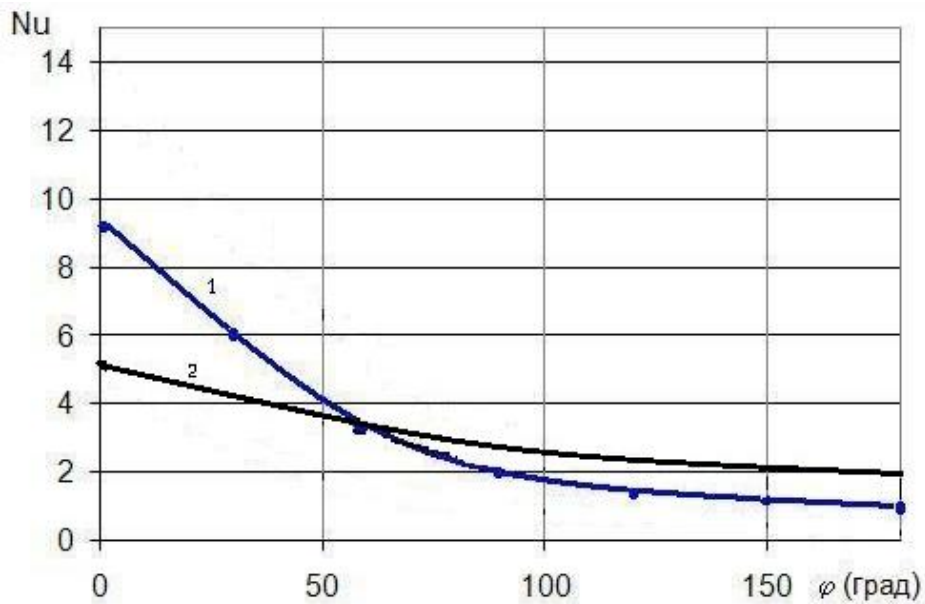


Рис.6. График сопоставления (1) экспериментальных и (2) расчетных данных.

Из графика видно, что полученный результат качественно совпадает с экспериментом.

Для корректности выводов была дана оценка влияния тангенциальной составляющей теплового потока (поток, протекающий по окружности трубы) на процесс теплообмена. По закону Фурье плотность теплового потока равна

$$q = -\lambda \text{ grad } T, \text{ Вт/м}^2; \quad (11)$$

где  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности трубы, Вт/м К.

На рисунке 7 представлен график распределение тангенциальной составляющей теплового потока через сечение стенки трубы теплообменника в зависимости от угла поворота для подводимой мощности 200 Вт. Из графика видно, что эта величина имеет максимальное значение 6 Вт, то есть 3% от подводимой мощности. Следовательно, тангенциальная составляющая слабо влияет на процесс теплообмена и можно говорить о среднем значении коэффициента теплоотдачи без учёта этой величины.

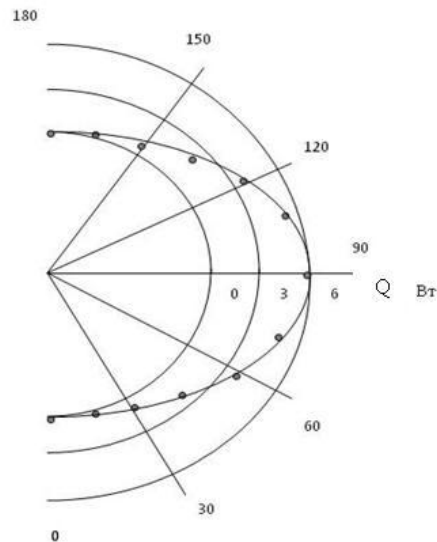


Рис.7. График распределения тангенциальной составляющей теплового потока сечении теплообменника в зависимости от угла поворота для подводимой мощности 200Вт.

Проведены опыты по определению расхода воды, в ходе которых установлено, что при малых числах Рейнольдса значения расходов жидкости с ростом тепловой нагрузки и длины теплообменной трубы повышаются, как показано на рис. 8, что представляется вполне обоснованным, так как расход напрямую зависит от общего теплового потока, а при постоянной плотности теплового потока рост длины трубы ведет к увеличению расхода жидкости.

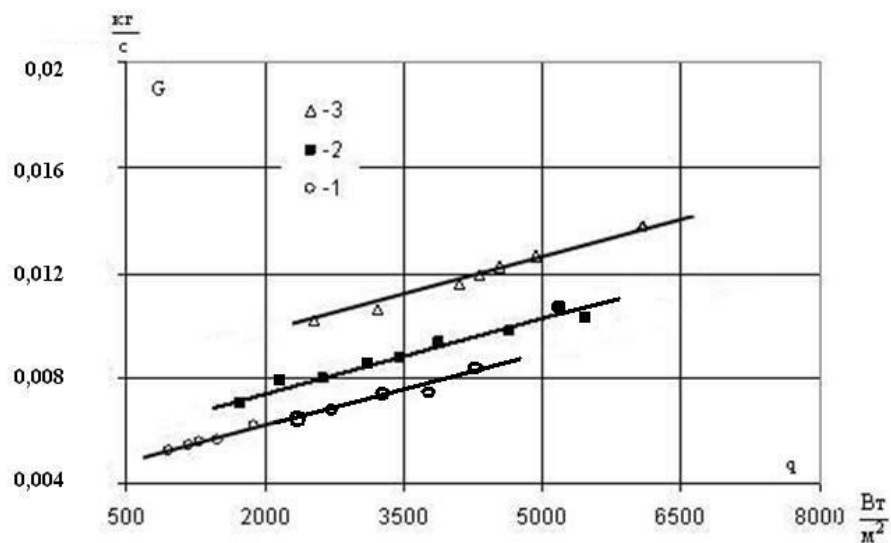


Рис. 8. Зависимость расхода воды от тепловой нагрузки для трубы диаметром  $d=0,022$  м  
1 – труба 0,6 м; 2 – труба 0,9 м; 3 – труба 1,2м.

Часть экспериментов проведена при горизонтальном положении трубы. При увеличении угла наклона от вертикали значения расхода жидкости становятся все меньше, как показано на рис. 9, причем расход убывает тем сильнее, чем больше длина трубы теплообменника, что также представляется вполне обоснованным. Относительное падение расхода обусловлено уменьшением проекции длины трубы на вертикаль, что в свою очередь ведет к уменьшению напора естественной циркуляции и скорости потока.

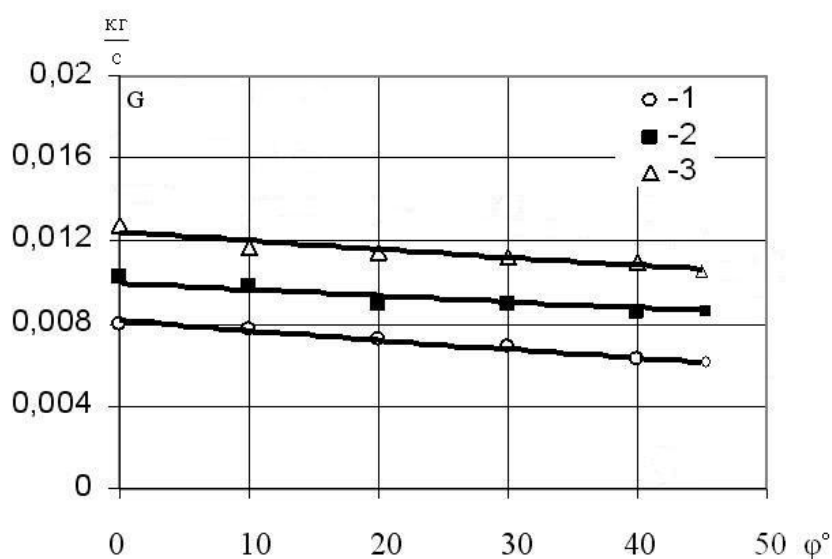


Рис. 9. Зависимость расхода воды от угла наклона теплообменной трубы диаметром  $d=0,022$  м для нагрузки  $q = 4000$  Вт/м<sup>2</sup>: 1– труба 0,6 -м; 2 – труба 0,9 м; 3 – труба 1,2 м.

Данные получены для случая ламинарного режима течения  $Re = 100 \div 1500$ , тепловых нагрузок  $10^3 \div 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>, длин теплообменных труб  $0,6 \div 1,2$  м.

Другой важной характеристикой в случае процессов естественной циркуляции является коэффициент теплоотдачи.

Проведены опыты по исследованию теплообмена при естественной циркуляции на воде, в ходе которых установлено, что с увеличением тепловой нагрузки коэффициент теплоотдачи возрастает, причем с ростом длины теплообменной трубы при постоянном значении удельного теплового потока его значения также растут, как показано на рис. 10.

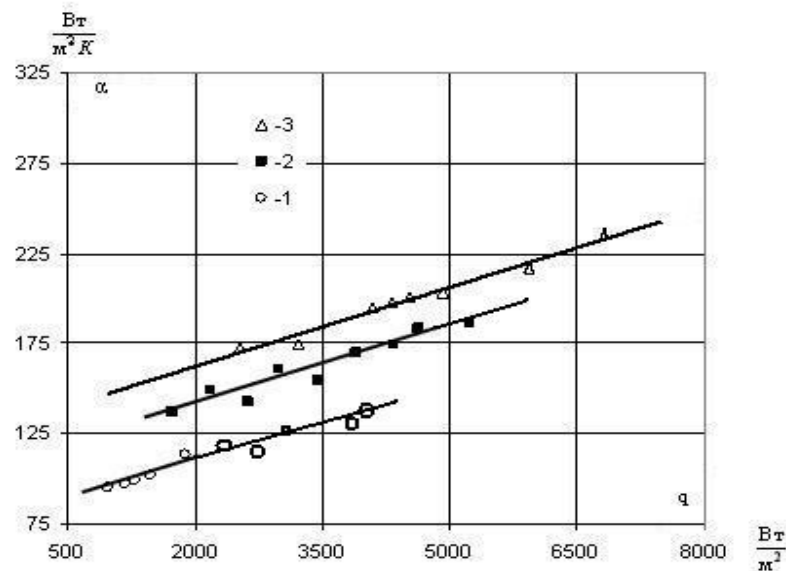


Рис. 10. Зависимость среднего по длине коэффициента теплоотдачи к воде от плотности теплового потока для трубы диаметром  $d=0,022$  м. 1 – труба 0,6 м; 2 – труба 0,9 м; 3 – труба 1,2 м.

В ходе обработки экспериментальных данных получено распределение локального коэффициента теплоотдачи по длине теплообменника. Как показано на рис. 11, коэффициент теплоотдачи практически остаётся постоянным по длине.

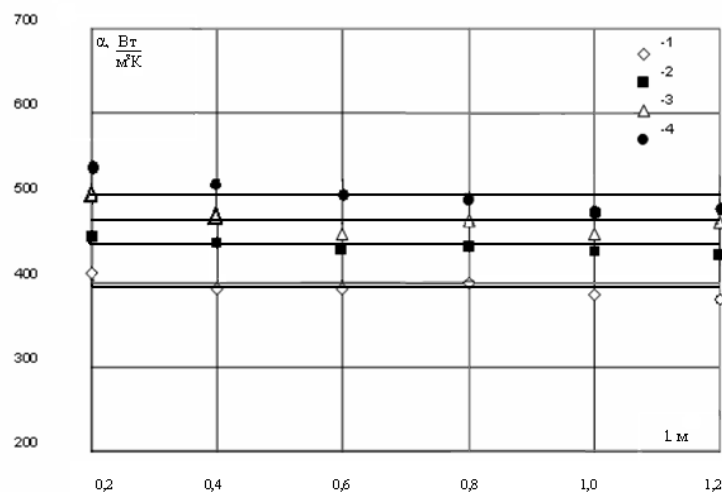


Рис.11. Распределение локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  вдоль трубы диаметром  $d=0,015$  м: 1 – для нагрузки 200Вт; 2 – для 400Вт; 3 – для 600Вт; 4 – для 800Вт.

В следующей части главы было проведено обобщение результатов и приведение их к безразмерному виду. На рис.12 представлена зависимость комплекса  $Nu/(L/d)^{0,6}(h/d)^{0,1}$  от числа Релея  $Ra$

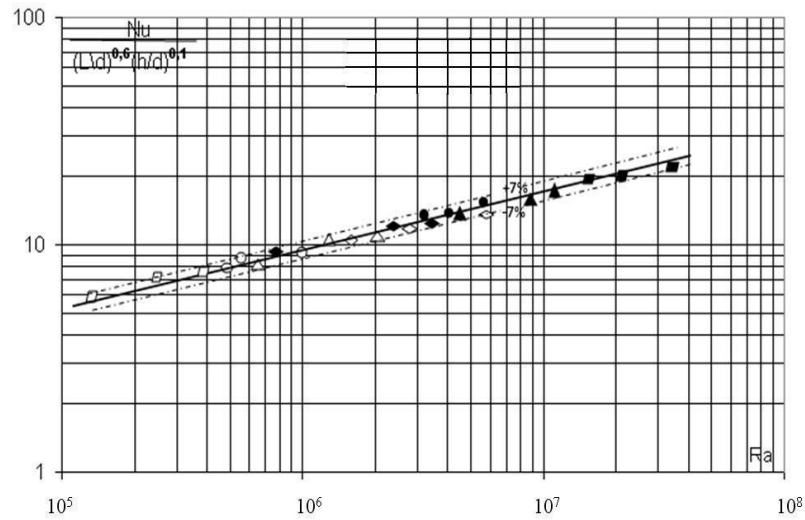


Рис.12. График зависимости  $Nu/(L/d)^{0,6}(h/d)^{0,1}$  от числа Релея  $Ra$ .

Данные по коэффициенту теплоотдачи с максимальной погрешностью 10% аппроксимированы формулой:

$$Nu = 0,01Ra^{0,25} \left( \frac{L}{d} \right)^{0,6} \left( \frac{h}{d} \right)^{0,1} f(\psi), \quad (12)$$

где  $Ra = Gr Pr = \frac{g\beta\Delta t d^3 Pr}{\nu^2}$  - число Релея;

$L$  — длина теплообменной трубки;

$h$  — высота вытяжной шахты;

$d$  — внутренний диаметр трубки.

Учет влияния угла наклона теплообменных труб на теплоотдачу удалось произвести с помощью введения поправки  $f(\psi)$ , которая рассчитывается по формуле

$$f(\psi) = 0,45\psi^2 - 0,71\psi + 1, \quad (13)$$

где  $\psi$  - угол наклона трубы, взятый в радианах.



Полученные формулы обобщают экспериментальные данные при  $L/d$  в диапазоне от 33 до 78,  $h/d$  – от 29 до 33,  $\psi$  - от 0 до 45 градусов,  $Ra$  – от  $4 \cdot 10^5$  до  $16 \cdot 10^6$ . За определяющую температуру была взята температура  $t_{онп} = (\bar{t}_c + t_{ex}) / 2$ , где  $\bar{t}_c, t_{ex}$  - средняя температура стенки и температура воды на входе; за определяющий диаметр – внутренний диаметр трубы  $d$ .

Аналогичная обработка была проведена для расхода воды, где число Рейнольдса является безразмерным аналогом расхода. На рис. 13 представлена аппроксимация данных по расходу.

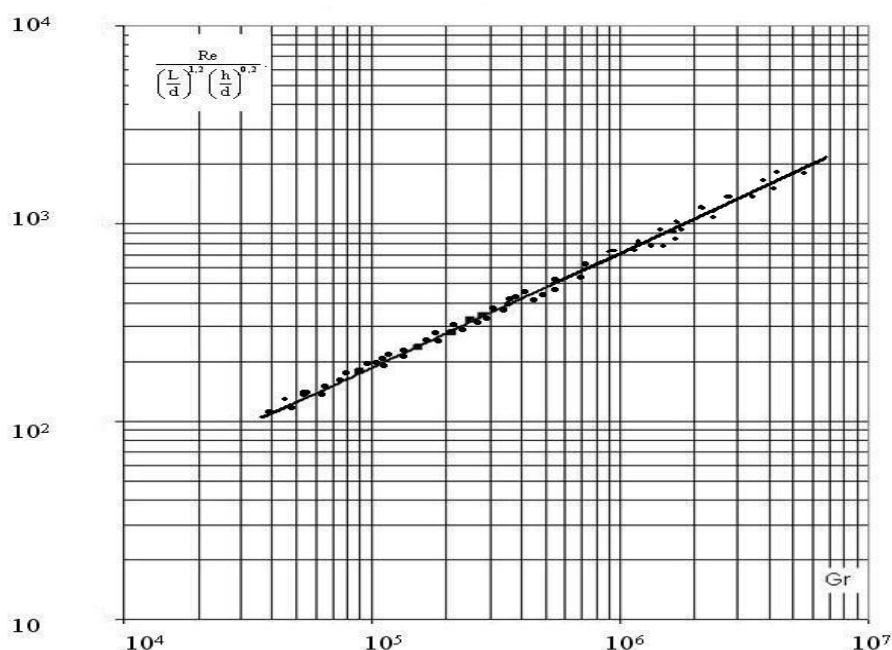


Рис.13. График зависимости  $Re / (L/d)^{1,2} (h/d)^{0,2}$  от  $Gr$ .

Данные по расходу с максимальной погрешностью 10% были аппроксимированы формулой:

$$Re = 7,3 \cdot 10^{-3} Gr^{0,5} \left( \frac{L}{d} \right)^{1,2} \left( \frac{h}{d} \right)^{0,2} g(\psi), \quad (14)$$

где  $L/d$  – безразмерная длина теплообменной трубы;

$h/d$  – безразмерная высота вытяжной шахты.

Учет влияния угла наклона теплообменных труб на расход жидкости был произведен с помощью введения поправки  $g(\psi)$ , аналогичной поправке для определения теплоотдачи, которая рассчитывается по формуле:

$$g(\psi) = 1 - 0,47\psi, \quad (15)$$

где  $\psi$  - угол наклон трубы, взятый в радианах.

Формулы справедливы при  $L/d$  в диапазоне от 33 до 78,  $h/d$  – от 29 до 33,  $\psi$  - от 0 до 45 градусов,  $Gr$  – от  $4 \cdot 10^4$  до  $4 \cdot 10^6$ . За определяющую температуру по-прежнему была взята та же температура; за определяющий диаметр – внутренний диаметр трубки.

**В заключении** сформулированы следующие основные выводы по работе:

1. В диссертационной работе дан анализ современного состояния проблемы теплообмена при естественной конвекции и естественной циркуляции. Обоснована актуальность и практическая значимость исследований в этой области.
2. Разработана, изготовлена и налажена экспериментальная установка для исследования теплообмена при естественной циркуляции внутри горизонтальных и наклонных труб в теплообменниках с вытяжной шахтой.
3. Дана методика обработки опытных данных по среднему числу  $Nu$  по сечению и рассмотрено теоретическое обоснование такого подхода. Получена функциональная зависимость числа  $Nu$  по сечению внутри обогреваемых труб. На основе полученного решения выведена формула для расчета среднего значения числа Нуссельта по сечению.
4. Показано, что безразмерным аналогом коэффициента теплоотдачи традиционно является число  $Nu$ , тогда как безразмерным аналогом расхода является число  $Re$ , которое выступает в качестве определяемого параметра.
5. Получены экспериментальные данные по теплоотдаче и расходу воды для теплообменников с вытяжной шахтой при ламинарном течении в случае естественной циркуляции. Данные получены при значении числа  $Re$  в диапазоне от 100 до 1500;  $Gr$  – от  $4 \cdot 10^4$  до  $4 \cdot 10^6$ ;  $Pr$  – от 0,7 до 8;  $l/d$  – от 33 до 78;  $\varphi$  - от 0 до 45 градусов. Установлено монотонное уменьшение расхода среды с увеличением угла наклона теплообменной трубы от горизонтального

положения. Результаты опытов обобщены безразмерными уравнениями для расхода и для теплоотдачи.

6. В ходе эксперимента установлено, что коэффициент теплоотдачи по длине теплообменника практически не меняется.

7. Обобщённые данные использованы при разработке теплообменных аппаратов систем охлаждения с естественной циркуляцией.

#### **Основные публикации по теме диссертации:**

**1. Канарейкин А.И. Решение задачи теплообмена при естественной циркуляции внутри теплообменника с вытяжной шахтой в ламинарной области течения / А.И. Канарейкин // Вестник ЧГПУ 2009, №11, с.328-333.**

2. Канарейкин А.И. Исследование процесса теплообмена при естественной циркуляции в горизонтальном теплообменнике с вытяжной шахтой / А.И. Канарейкин // Труды XVI Школы – семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева « Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». Т.1. Санкт-Петербург. 2007, с. 160-162.

3. Канарейкин А.И. Исследование процесса теплообмена при естественной циркуляции в горизонтальном теплообменнике с вытяжной шахтой / А.И. Канарейкин // Сборник трудов КГПУ. Калуга. 2007, с. 62-65.

4. Канарейкин А.И. Математическая обработка результатов эксперимента по теплообмену в теплообменнике с вытяжной шахтой / А.И. Канарейкин // Сборник трудов КГПУ. Калуга. 2007, с. 47-50.

5. Канарейкин А.И. Исследование теплообмена в области ламинарного течения при естественной циркуляции в горизонтальном теплообменнике с вытяжной шахтой / А.И. Канарейкин, О.О. Мильман // Вестник Калужского университета. 2008, №3, с.9-11.

6. Канарейкин А.И. Применение метода размерностей для решения некоторых задач теплообмена / А.И. Канарейкин // Сборник трудов КГПУ. Калуга. 2008, с. 110-111.

7. Канарейкин А.И. О влиянии пространственного положения термодинамической пары относительно оси вращения теплообменника на результаты эксперимента / А.И. Канарейкин // Сборник трудов КГПУ. Калуга. 2008, с. 123-125.
8. Канарейкин А.И. Оценка влияния тангенциальной составляющей теплового потока на процесс теплообмена / А.И. Канарейкин // Сборник трудов КГПУ. Калуга. 2009, с. 112-114.
9. Канарейкин А.И. Применение теории подобия к изучению процесса теплообмена / А.И. Канарейкин // Сборник трудов КГПУ. Калуга. 2009, с. 37-39.